

日本国特許庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出願年月日 Date of Application: 2002年10月22日

出願番号 Application Number: 特願2002-306561

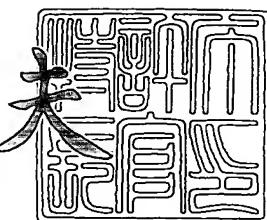
[ST. 10/C]: [JP2002-306561]

出願人 Applicant(s): 日産自動車株式会社

2003年9月8日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

今井麻太



【書類名】 特許願
【整理番号】 NM02-01145
【提出日】 平成14年10月22日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 B60K 5/12
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 高橋 伸和
【発明者】
【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内
【氏名】 山田 耕治
【特許出願人】
【識別番号】 000003997
【氏名又は名称】 日産自動車株式会社
【代理人】
【識別番号】 100066980
【弁理士】
【氏名又は名称】 森 哲也
【選任した代理人】
【識別番号】 100075579
【弁理士】
【氏名又は名称】 内藤 嘉昭
【選任した代理人】
【識別番号】 100103850
【弁理士】
【氏名又は名称】 崔 秀▲てつ▼

【手数料の表示】**【予納台帳番号】** 001638**【納付金額】** 21,000円**【提出物件の目録】****【物件名】** 明細書 1**【物件名】** 図面 1**【物件名】** 要約書 1**【包括委任状番号】** 9901511**【プレーフの要否】** 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 内燃機関支持装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 吸気通路を有した内燃機関を支持すると共に、供給される気圧の変動により当該内燃機関の振動に対する制動振動を発生する振動制御型支持機構を備え、該振動制御型支持機構に対して変動する気圧を供給するようにした内燃機関支持装置において、前記内燃機関の運転状態に応じて前記吸気通路に正圧又は負圧を発生させ、当該吸気通路に発生した気圧と、大気圧との何れか一方を前記内燃機関の振動に応じて前記振動制御型支持機構に導入することを特徴とする内燃機関支持装置。

【請求項 2】 吸気通路を有した内燃機関を支持すると共に、供給される気圧の変動により当該内燃機関の振動に対する制動振動を発生する振動制御型支持機構と、該振動制御型支持機構に対して変動する気圧を供給する変動気圧供給手段とを備えた内燃機関支持装置において、

前記内燃機関の運転状態に応じて前記吸気通路に正圧又は負圧を発生させる正負圧発生手段を有し、前記変動気圧供給手段は、前記正負圧発生手段により前記吸気通路に発生した気圧、及び大気圧の何れか一方を前記内燃機関の振動に応じて前記振動制御型支持機構に導入する導入手段を備えていることを特徴とする内燃機関支持装置。

【請求項 3】 前記正負圧発生手段は、前記吸気通路に設けられ前記内燃機関の吸気量を増加させる過給機と、前記吸気通路における前記過給機の下流側に設けられ前記内燃機関の吸気量を調整するスロットルバルブとを有し、前記内燃機関の運転状態に応じて前記過給機が当該内燃機関の吸気量を増加させるときに当該過給機の下流側に正圧を発生させ、前記内燃機関の運転状態に応じて前記スロットルバルブが当該内燃機関の吸気量を制限するときに当該スロットルバルブの下流側に負圧を発生させることを特徴とする請求項 2 記載の内燃機関支持装置。

【請求項 4】 前記導入手段は、前記吸気通路における前記過給機の下流側から分岐して前記振動制御型支持機構に連通可能な正圧導入路と、前記吸気通路

における前記スロットルバルブの下流側から分岐して前記振動制御型支持機構に連通可能な負圧導入路と、大気圧を導入すると共に前記振動制御型支持機構に連通可能な大気圧導入路と、前記内燃機関の運転状態に応じて前記正圧導入路又は前記負圧導入路を選択すると共に、選択された導入路及び前記大気圧導入路の何れか一方を前記内燃機関の振動に応じて前記振動制御型支持機構に連通させる連通制御手段とで構成されていることを特徴とする請求項3記載の内燃機関支持装置。

【請求項5】 前記導入手段は、前記吸気通路における前記スロットルバルブの下流側から分岐し、前記振動制御型機構に連通可能な正負圧導入路と、大気圧を導入する大気圧導入路と、前記内燃機関の運転状態と振動とに応じて前記正負圧導入路及び前記大気圧導入路の何れか一方を前記振動制御型支持機構に連通させる連通制御手段を備えていることを特徴とする請求項3記載の内燃機関支持装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、内燃機関を支持する内燃機関支持装置に関するもので、特に内燃機関の振動に対する制動振動を発生可能なものである。

【0002】

【従来の技術】

従来、この種の内燃機関支持装置として、例えば、内燃機関をアクティブコントロールマウント（以下、ACMと称す）により懸架し、このACMが有する空気室に対して、大気圧、又は内燃機関の吸気作用でスロットルバルブの下流側に発生する負圧を交互に供給制御することにより、内燃機関の運転状況に応じた制動振動を発生させて、車体への振動伝達を軽減させる内燃機関の懸架装置がある（特許文献1参照）。

【0003】

【特許文献1】

特開2000-255277号公報

【0004】**【発明が解決しようとする課題】**

しかしながら、上記従来例にあっては、スロットルバルブの下流側で発生する負圧と大気圧との圧力差を利用してACMが制動振動を発生させているので、スロットルバルブの開度を大きくする内燃機関の高負荷時には、スロットルバルブの下流側に十分な負圧を発生させることができず、大気圧との圧力差が低下することにより理想的な制動振動を発生させることができないという未解決の課題がある。

【0005】

そこで、本発明は上記従来例の未解決の課題に着目してなされたものであり、内燃機関が如何なる運転状態にあっても、理想的な制動振動を発生可能な内燃機関支持装置を提供することを目的としている。

【0006】**【課題を解決するための手段】**

上記目的を達成するために、本発明に係る内燃機関支持装置は、吸気通路を有した内燃機関を支持すると共に、供給される気圧の変動により当該内燃機関の振動に対する制動振動を発生する振動制御型支持機構を備え、該振動制御型支持機構に対して変動する気圧を供給するようにした内燃機関支持装置において、前記内燃機関の運転状態に応じて前記吸気通路に正圧又は負圧を発生させ、当該吸気通路に発生した気圧と、大気圧との何れか一方を前記内燃機関の振動に応じて前記振動制御型支持機構に導入することを特徴としている。

【0007】**【発明の効果】**

本発明に係る内燃機関支持装置によれば、吸気通路を有した内燃機関を支持すると共に、供給される気圧の変動により当該内燃機関の振動に対する制動振動を発生する振動制御型支持機構に対して、前記内燃機関の運転状態に応じて前記吸気通路に発生した正圧又は負圧と、大気圧との何れか一方を、前記内燃機関の振動に応じて前記振動制御型支持機構に導入するように構成されているので、内燃機関が如何なる運転状況にあっても、理想的な制動振動を発生することができる

という効果が得られる。

【0008】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態を図面に基づいて説明する。

図1は本発明の第1実施形態を示す概略構成図である。図中、1は車体であり、直列4気筒のガソリンエンジンで構成された内燃機関2が、振動制御型支持機構3を介して支持されている。

【0009】

内燃機関2は、本体となるエンジンブロック4と、エンジンブロック4内に形成されたシリンダ5と、シリンダ5内を上下に摺動するピストン6と、ピストン6に連結されたコネクティングロッド7と、コネクティングロッド7に連結され内燃機関2の動力を取出すクランクシャフト8とを備えている。

また、内燃機関2は、大気を吸入する吸気通路9と、排気を排出する排気通路10とを有している。吸気通路9における吸入口には、エアクリーナーケース11が設けられており、吸入する大気を浄化している。また、吸気通路9、及び排気通路10には、過給機としてのターボチャージャ12が接続されており、排気の圧力で回転するタービン13が同軸上のコンプレッサ14を回転させることにより、内燃機関3の吸気量を増加させることができるように構成されている。また、吸気通路9におけるターボチャージャ12の下流側には、運転者によるアクセル操作量に応じて内燃機関3の吸気量を調整するスロットルバルブ15が設けられている。さらに、吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側には、燃料を噴射するインジェクタ16が設けられており、内燃機関3の吸気量や回転速度に応じて燃料を噴射するよう噴射制御用コントローラ17から出力される燃料噴射信号に基づいて駆動制御されている。

【0010】

ここで、内燃機関2の運転状態に応じた排気圧の増加に伴って、ターボチャージャ12のコンプレッサ14が高回転するときには、空気が過給されて吸気通路9におけるコンプレッサ14の下流側に正圧が発生する。また、内燃機関2の運転状態に応じてスロットルバルブ15の開度が小さいときには、このスロットル

バルブ15が吸入抵抗となり、吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側に負圧が発生する。したがって、内燃機関2、ターボチャージャ12、及びスロットルバルブ15が正負圧発生手段に対応している。

【0011】

そして、振動制御型支持機構3は、図2に示すように、車体1に固定された略筒状の本体ケース18を備えている。この本体ケース18の内側上部には、ゴム等の弾性体からなる弾性部材19が嵌め込まれている。そして、本体ケース18の上部には、この弾性部材19を介して同本体ケース18に連結された連結具20が遊動可能に配設されており、この連結具20に内燃機関2が固定される。また、本体ケース18の内側底部には、ゴム等の弾性体からなる緩衝部材21が充填されている。

【0012】

また、本体ケース18の内部における弾性部材19と緩衝部材21との間には、オイル等の流体が充填される液室22a及び22bが形成されている。液室22a及び22bは、本体ケース18の内側に嵌め込まれたゴム等の弾性体からなる隔離部材23によって、上下2つに区画されている。これら2つの液室22a及び22bは、図示しない小径の通路によって連通されており、両液室22a及び22b間を流体が往来可能になっている。

【0013】

したがって、連結具20を介して内燃機関2の振動が伝達されても、弾性部材19、緩衝部材21、及び隔離部材23の変形と、液室22a及び22b内に充填された流体の流動とに基づいて、車体1への振動伝達を抑制することができる。

さらに、これら2つの液室22a及び22bを区画する隔離部材23の上面には、シート状のダイヤフラム24が設けられている。このダイヤフラム24は、固定具25によってその縁部を隔離部材23に固定されており、ダイヤフラム24と隔離部材23の上面との間には空気室26が形成されている。この空気室26は、変動気圧導入路27から導入される気圧に応じて、容積が拡大又は縮小するように構成されている。したがって、内燃機関2の振動に応じて、空気室26

へ供給する気圧を変動させることにより、内燃機関2に対する制動振動を発生させることができる。

【0014】

変動気圧導入路27は、図1に示すように、切換弁28によって大気圧導入路29及び正負圧導入路30の何れか一方と連通可能になっている。大気圧導入路29は、吸気通路9におけるエアクリーナーケース11及びコンプレッサ14の間に接続されている。また、正負圧導入路30は、正負圧切換弁31によって正圧導入路32及び負圧導入路33の何れか一方と連通可能になっている。この正圧導入路32は、吸気通路9におけるコンプレッサ14及びスロットルバルブ15の間に接続されており、負圧導入路33は、吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側に接続されている。

【0015】

切換弁28、及び正負圧切換弁31は、夫々電磁ソレノイド（図示省略）を備えており、この電磁ソレノイドに対して、後述する連通制御用コントローラ35からの励磁電流が通電されることにより、駆動制御されている。すなわち、切換弁28は、励磁電流の非通電（以下、OFFと称す）状態で変動気圧導入路27と大気圧導入通路23とを連通し、励磁電流の通電（以下、ONと称す）状態で変動気圧導入路27と正負圧導入路22とを連通するように構成されている。また、正負圧切換弁31は、励磁電流のOFF状態で正負圧導入路30と正圧導入路32とを連通し、励磁電流のON状態で正負圧導入路30と負圧導入路とを連通するように構成されている。

【0016】

ここで、吸気通路9におけるエアクリーナーケース11の上流側は大気に開放されており、エアクリーナーケース11とコンプレッサ14との間は常に大気圧に維持されているので、このエアクリーナーケース11及びコンプレッサ14間に連通された大気圧導入路29も、大気圧を維持している。また、内燃機関2の運転状態に応じて吸気通路9におけるコンプレッサ14の下流側に正圧が発生するときには、このコンプレッサ14及びスロットルバルブ15間に連通された正圧導入路32に正圧が導入される。一方、内燃機関2の運転状態に応じて吸気通路9に

おけるスロットルバルブ15の下流側に負圧が発生するときには、スロットルバルブ15の下流側に連通された負圧導入路33に負圧が導入される。

【0017】

したがって、内燃機関2の運転状態に応じて吸気通路9におけるコンプレッサ14の下流側に正圧が発生するときに、正負圧切換弁31に対する励磁電流をOFF状態に維持しつつ、内燃機関2の振動に応じて、切換弁28に対する励磁電流をOFF状態又はON状態の何れか一方に制御することにより、振動制御型支持機構3における空気室26に対して、大気圧と正圧とに変動する気圧を供給できるように構成されている。一方、内燃機関2の運転状態に応じて吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側に負圧が発生するときには、正負圧切換弁31に対する励磁電流をON状態に維持しつつ、内燃機関2の振動に応じて、切換弁28に対する励磁電流をOFF状態又はON状態の何れか一方に制御することにより、振動制御型支持機構3における空気室26に対して、大気圧と正圧とに変動する気圧を供給できるように構成されている。

【0018】

そして、クランクシャフト8には、その回転角信号を検出する電磁ピックアップ式のクランク角センサ34が装着されている。このクランク角センサ34は、クランクシャフト8と共に回転するロータ（図示省略）の外周面に形成されたセレーションを検出して例えば、10°CA毎の回転角信号を出力する。また、セレーションには、180°CA毎に欠歯部が形成されているので、出力される回転各信号からクランクシャフト8の回転位置も把握することができる構成となっている。

【0019】

このクランク角センサ34で検出されるクランクシャフト8の回転角信号と、前述した噴射制御用コントローラ17が出力する燃料噴射信号とが、例えば、マイクロコンピュータで構成された連通制御用コントローラ35に入力されている。この連通制御用コントローラ35は、内燃機関2が運転状態にあるときに、図3に示した振動制御処理を常時実行して、前述した切換弁28、及び正負圧切換弁31に対する励磁電流の通電を制御するように構成されている。

【0020】

次に、連通制御用コントローラ35で実行する連通制御処理を、図3のフローチャートに従って説明する。

この連通制御処理では、先ず、ステップS1で、クランクシャフト8の回転角信号と、インジェクタ16に対して噴射制御用コントローラ17から出力される燃料噴射信号とを読込む。回転角信号は、図4(a)に示すように、クランクシャフト8の回転に応じて、10°CA毎に1パルスが出力されると共に、この1パルスが180°CA毎に非出力となる。また、燃料噴射信号は、図4(b)に示すように、インジェクタ16に対する開弁時間を指示するパルス信号であり、HiからLoに立下りLoを維持している間、燃料が噴射されるように構成されている。なお、燃料噴射信号は、実際には#1～#4の4気筒分出力されるが、各気筒に噴射される燃料は略同等であるため1気筒分の燃料噴射信号を読込めばよい。

【0021】

次に移行するステップS2では、ステップS1で読込んだ燃料噴射信号、及び回転角信号に基づいて、内燃機関回転速度NEと、燃料噴射時間Tとを夫々算出する。先ず、内燃機関回転速度NEは、クランクシャフト8の回転角信号における180°毎の欠歯部に対応する信号を検出し、その周期から算出する。また、燃料噴射時間Tは、燃料噴射信号のLoを維持する時間をカウントして算出する。

【0022】

次に移行するステップS3では、燃料噴射時間Tに基づいて内燃機関2の負荷状態を判定するための閾値TSを算出する。この閾値TSは、連通制御用コントローラ35に予め記憶された閾値TSと内燃機関回転速度NEとの関係を示す図5の閾値算出用制御マップを参照して、前記ステップS2で算出された内燃機関回転速度NEから算出する。この閾値算出用制御マップでは、内燃機関2の負荷状態を示す燃料噴射時間Tを徐々に増加させて、コンプレッサ14の下流側加圧、及びスロットルバルブ15の開度増加により、スロットルバルブ15の上流側と下流側との差圧が略“0”となるときの燃料噴射時間Tの値が、閾値TSとして

設定されている。

【0023】

次に移行するステップS4では、前記ステップS2で算出された燃料噴射時間TがステップS3で算出された閾値TSよりも小さいか否かを判定することにより、内燃機関2の負荷状態を判定する。すなわち、燃料噴射時間Tが閾値TSよりも小さいときには、コンプレッサ14による加圧が十分になされておらず、内燃機関2が低負荷状態であると判定し、一方、燃料噴射時間Tが閾値TS以上であるときには、コンプレッサ14による加圧が十分になされており、内燃機関2が高負荷状態であると判定する。

【0024】

次に移行するステップS5では、ステップS4で判定された内燃機関2の負荷状態に応じて正圧切換弁31に対する励磁電流の通電を制御する。すなわち、内燃機関2が低負荷状態であると判定されているときには、正負圧切換弁31に対する励磁電流をON状態に制御して、正負圧導入路30と負圧導入路33とを連通する。一方、内燃機関2が高負荷状態であると判定されているときには、正負圧切換弁31に対する励磁電流をOFF状態に制御して、正負圧導入路30と正圧導入路32とを連通する。

【0025】

次に移行するステップS6では、内燃機関2の振動に応じて、切換弁28に対する励磁電流の通電を制御するためのデューティ比A/B及び位相Cを算出する。このデューティ比A/Bは、図4(c)に示すように、クランクシャフト8が180°CA回転する期間Bに対して切換弁28に対する励磁電流をON状態に制御する期間Aの割合を示しており、位相Cは、前記ステップS1でクランクシャフト8の180°CA回転毎の欠歯部に対応する信号を検出した後の1パルス目の立下りを基準として、切換弁28に対する励磁電流をON状態に制御するまでの期間を示している。

【0026】

内燃機関2の振動は、主にクランクシャフト8軸周りのロール振動と上下振動とで構成されている。ロール振動は、燃焼による圧力変動に基づいてクランクシ

ヤフト8が受ける周期的なトルク変動に起因しており、その大きさや位相は燃料噴射量に応じて変化する。また、上下振動は、ピストン6の上下運動により発生する往復慣性力に起因しており、その大きさはピストン6の運動速度の2乗、即ちクランクシャフト8の回転速度の2乗に比例し、位相はクランクシャフト8の回転角に応じて変化する。そこで、内燃機関2の振動に応じて切換弁28を駆動制御するためのデューティ比及び位相は、内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間Tとに基づいて算出する。

【0027】

先ず、デューティ比A/Bは、連通制御用コントローラ35に予め記憶された、内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間Tとの関係でデューティ比A/Bが決定される図6のデューティ比算出用制御マップを参照して、前記ステップS2で算出された内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間Tとに基づいて、デューティ比A/Bを算出する。また、位相Cも、連通制御用コントローラ35に予め記憶された、内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間Tとの関係で位相Cが決定される図7の位相算出用制御マップを参照して、前記ステップS2で算出された内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間Tとに基づいて、位相Cを算出する。これら、デューティ比算出用制御マップ、及び位相算出用制御マップは、車体フロアやステアリング、或いはその他の場所における振動や騒音が最小となる値を実験によって求めて、作成することが望ましい。

【0028】

次に移行するステップS7では、ステップS4の判定結果と、ステップS5で算出されたデューティ比A/B及び位相Cとに基づいて、切換弁28に対する励磁電流の通電を制御してから、前記ステップS1に戻る。このとき、前記ステップS4で内燃機関2が低負荷状態であると判定されたときと、高負荷状態であると判定されたときとで、切換弁28のON状態とOFF状態とが反転するように駆動制御する。

【0029】

ここで、図3の連通制御処理と正負圧切換弁31及び切換弁28とが連通制御手段に対応している。したがって、図1の変動気圧導入路27、大気圧導入路2

9、正負圧導入路30、正圧導入路32、及び負圧導入路と、切換弁28、及び正負圧切換弁31と、連通制御用コントローラ35とが導入手段に対応している。

【0030】

次に、上記第1実施形態の動作を説明する。

今、内燃機関2が運転状態にあるとする。このとき、連通制御用コントローラ35では、先ず、内燃機関2が低負荷状態であるか、又は高負荷状態であるかを判定する（ステップS3及びステップS4）。この判定は、インジェクタ16の燃料噴射時間Tが、内燃機関回転速度NEに基づいて算出される閾値TSよりも小さいか否かを判定して行う。

【0031】

ここで、燃料噴射時間Tが閾値TSよりも小さいときには、内燃機関2が低負荷状態であることを示しているので、コンプレッサ14による加圧が不十分であると共に、スロットルバルブ15の開度が小さいために、その下流側には内燃機関2の吸気作用による負圧が発生していると判断される。そこで、連通制御用コントローラ35は、正負圧切換弁31をON状態に制御することにより、正負圧導入路30と負圧導入路33とを連通して正負圧導入路30に負圧を導入する（ステップS5）。

【0032】

次に、連通制御用コントローラ35は、内燃機関2の振動に応じて振動制御型支持機構3の空気室に変動する気圧を供給するために、変動気圧導入路27に対して大気圧導入路29又は正負圧導入路30を交互に連通するよう切換弁28を駆動制御する（ステップS6及びステップS7）。この切換弁28を駆動制御するためのデューティ比A/B及び位相Cは、デューティ比算出用制御マップ及び位相算出用制御マップを参照して、内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間Tとに基づいて夫々算出される。

【0033】

先ず、切換弁28をON状態に制御すると、負圧が導入されている正負圧導入路30と変動気圧導入路27とが連通され、変動気圧導入路27を介して振動制

御型支持機構3の空気室26に負圧が導入される。この負圧の導入により空気室26内の空気は排出され、その容積が縮小する。そして、切換弁28をOFF状態に制御すると、大気圧が導入されている大気圧導入路29と変動気圧導入路とが連通され、変動気圧導入路27を介して振動制御型支持機構3の空気室26に大気圧が導入される。この大気圧の導入により、空気室26に空気が吸入され、その容積が拡大する。こうして、供給される気圧の変動により、振動制御型支持機構3が内燃機関2の振動に応じた制動振動を発生することができ、結果として車体1への振動伝達を軽減することができる。

【0034】

一方、燃料噴射時間Tが閾値TS以上であるときには、内燃機関2が高負荷状態であることを示しているので、コンプレッサ14による加圧が十分であると共に、スロットルバルブ15の開度が大きいので、コンプレッサ14の下流側に正圧が発生していると判断される。そこで、連通制御用コントローラ35は、正負圧切換弁31をOFF状態に制御することにより、正負圧導入路30と正圧導入路32とを連通して正負圧導入路30に正圧を導入する（ステップS5）。

【0035】

次いで、連通制御用コントローラ35は、内燃機関2の低負荷状態であるときと同様に、内燃機関2の振動に応じたデューティ比A/B及び位相Cを算出して、変動気圧導入路27に対して大気圧導入路29又は正負圧導入路30を交互に連通するよう切換弁28を駆動制御する。なお、この内燃機関2の高負荷時には、切換弁28をON状態及びOFF状態に制御するタイミングが前述した低負荷時のときと反転するように制御される。

【0036】

切換弁28をOFF状態に制御すると、正圧が導入されている正圧導入路30と変動気圧導入路27とが連通され、変動空気圧導入路27を介して振動制御型支持機構3の空気室26に正圧が導入される。この正圧の導入により空気室26内に空気が吸入され、その容積が拡大する。そして、切換弁28をON状態に制御すると、大気圧が導入されている大気圧導入路29と変動気圧導入路とが連通され、変動気圧導入路27を介して振動制御型支持機構3の空気室26に大気圧

が導入される。この大気圧の導入により、空気室 26 内の空気が排出され、その容積が縮小する。こうして、供給される気圧の変動により、振動制御型支持機構 3 が内燃機関 2 の振動に応じた制動振動を発生することができ、結果として車体 1 への振動伝達を軽減することができる。

【0037】

このように、内燃機関 2 の運転状態に応じて吸気通路 11 に発生した正圧又は負圧と、大気圧との何れか一方を、内燃機関 2 の振動に応じて振動制御型支持機構 3 の空気室 26 に供給し、この振動制御型支持機構 3 の制動振動を制御するよう構成されているので、内燃機関 2 が如何なる運転状況にあっても、常に理想的な制動振動を発生することができる。

【0038】

なお、上記第 1 実施形態では、切換弁 28、及び正圧切換弁 31 がソレノイドを有する電磁式の場合について説明したが、これに限定されるものではなく、例えば機械式の切換弁を使用してもよい。

また、大気圧導入路 29 をエアクリーナーケース 11 とコンプレッサ 14 との間に連通して大気圧を導入する構成について説明したが、これに限定されるものではない。したがって、例えば、大気圧導入路 29 をエアクリーナーケース 11 の上流側に連通したり、大気圧導入路 29 の一端側を開放したりしてもよく、要は、常に大気圧を導入することができれば、如何なる手段を用いてもよい。

【0039】

さらに、内燃機関 2 が低負荷状態であるか、又は高負荷状態であるかを判定するため、燃料噴射時間 T を用いた場合について説明したが、これに限定されるものではない。すなわち、例えば、内燃機関回転速度 NE やスロットルバルブの開度信号やエアフローメータにより検出する吸入空気量に基づいて判定したり、或いは正圧導入路と負圧導入路の圧力を実測してたりして内燃機関 2 の負荷状態を判断するようにしてもよい。

【0040】

さらに、内燃機関 2 の吸気量を増加させる過給機を、排気の圧力を利用するターボチャージャ 12 で構成した場合について説明したが、これに限定されるもの

ではなく、例えば、内燃機関 2 の動力を利用するスーパーチャージャで構成してもよい。

また、内燃機関 2 を、直列 4 気筒のガソリンエンジンで構成した場合について説明したが、これに限定されるものではなく、例えば、6 気筒や 8 気筒、また V 型エンジンや水平対向エンジン、更にディーゼルエンジンやロータリエンジン等、如何なる内燃機関にも適用し得るものである。

【0041】

以上のように、上記第 1 実施形態によれば、内燃機関 2 の運転状態に応じて吸気通路 9 に正圧又は負圧を発生させ、発生した気圧、及び大気圧の何れか一方を内燃機関の振動に応じて振動制御型支持機構 3 に導入しているので、内燃機関 2 が如何なる運転状況にあっても、常に理想的な制動振動を発生することができる。

【0042】

また、吸気通路 9 に設けられ内燃機関 2 の吸気量を増加させる過給機としてのターボチャージ 12 と、吸気通路 9 におけるターボチャージャ 12 の下流側に設けられ内燃機関 2 の吸気量を調整するスロットルバルブ 15 を有し、内燃機関 2 の運転状態に応じてターボチャージャ 12 が内燃機関 2 の吸気量を増加させるときにターボチャージャ 12 が有するコンプレッサ 14 の下流側に正圧を発生させ、内燃機関 2 の運転状態に応じてスロットルバルブ 15 が内燃機関 2 の吸気量を制限するときにスロットルバルブ 15 の下流側に負圧を発生させてるので、過給式の内燃機関であれば、正圧を発生させる加圧機等のアクチュエータを新たに追加する必要がなく、コスト増大を抑制することができるという効果が得られる。

【0043】

さらに、吸気通路 9 におけるターボチャージャ 12 の下流側から分岐して振動制御型支持機構 3 に連通可能な正圧導入路 32 と、吸気通路 9 におけるスロットルバルブ 15 の下流側から分岐して振動制御型支持機構 3 に連通可能な負圧導入路 33 と、大気圧を導入すると共に振動制御型支持機構 3 に連通可能な大気圧導入路 29 を有し、内燃機関 2 の運転状態に応じて正圧導入路 32 又は負圧導入路 33 を選択すると共に、選択された導入路及び大気圧導入路 29 の何れか一方

を、内燃機関2の振動に応じて振動制御型支持機構3に連通させているので、振動制御型支持機構3に対して変動する気圧を容易に且つ確実に供給することができるという効果が得られる。

【0044】

次に、本発明の第2実施形態を図8に基づいて説明する。

この第2実施形態は、第1実施形態における正圧導入路32と負圧導入路33とを共通の導入路に変更したものである。

すなわち、第2実施形態では、図8に示すように、正圧導入路32、負圧導入路33、及び正負圧切換弁31を省略すると共に、正負圧導入路30を吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側に連通させたことを除いては、第1実施形態と同様の構成を有するので、図1との対応部分には同一符号を付し、その詳細説明はこれを省略する。

【0045】

内燃機関2が低負荷状態にあるときには、前述したように内燃機関2の吸気作用でスロットルバルブ15の下流側に負圧が発生する。したがって、内燃機関2が低負荷状態にあるときには、この吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側に連通された正負圧導入路30に負圧が導入される。一方、内燃機関2が高負荷状態であるときには、ターボチャージャ13により吸気通路9におけるコンプレッサ14の下流側が加圧される。このとき、スロットルバルブ15の開度、はアクセル操作量の増加に伴って大きくなっているため、コンプレッサ14による加圧はスロットルバルブ15の下流側にまで及んでいる。したがって、内燃機関2が高負荷状態にあるときには、吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側に連通された正負圧導入路30に正圧が導入される。

【0046】

したがって、内燃機関2の運転状態に応じて正負圧導入路30に発生した正圧又は負圧と、大気圧との何れか一方を、内燃機関2の振動に応じて振動制御型支持機構3の空気室26に供給することができる。

以上のように、上記第2実施形態によれば、吸気通路9におけるスロットルバルブ15の下流側から分岐し、振動制御型支持機構3に連通可能な正負圧導入路

30と、大気圧を導入する大気圧導入路29とを有し、内燃機関2の運転状態と振動とに応じて正負圧導入路30及び大気圧導入路29の何れか一方を振動制御型支持機構3に連通させるように構成されているので、第1実施形態と同様の効果が得られると共に、振動制御型支持機構3に対して変動する気圧を導入する構造を簡略化することができるという効果が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明における第1実施形態の概略構成図である。

【図2】

振動制御型支持機構の詳細図である。

【図3】

連通制御処理の一例を示すフローチャートである。

【図4】

クランクシャフトの回転角、燃料噴射信号、切換弁駆動信号の関係を示すタイムチャートである。

【図5】

内燃機関回転速度NEと推定燃料噴射時間TSとの関係を示した推定燃料噴射時間算出用制御マップである

【図6】

内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間TINJとの関係に応じたデューティ制御マップである

【図7】

内燃機関回転速度NEと燃料噴射時間TINJとの関係に応じた位相制御マップである

【図8】

本発明における第2実施形態の概略構成図である。

【符号の説明】

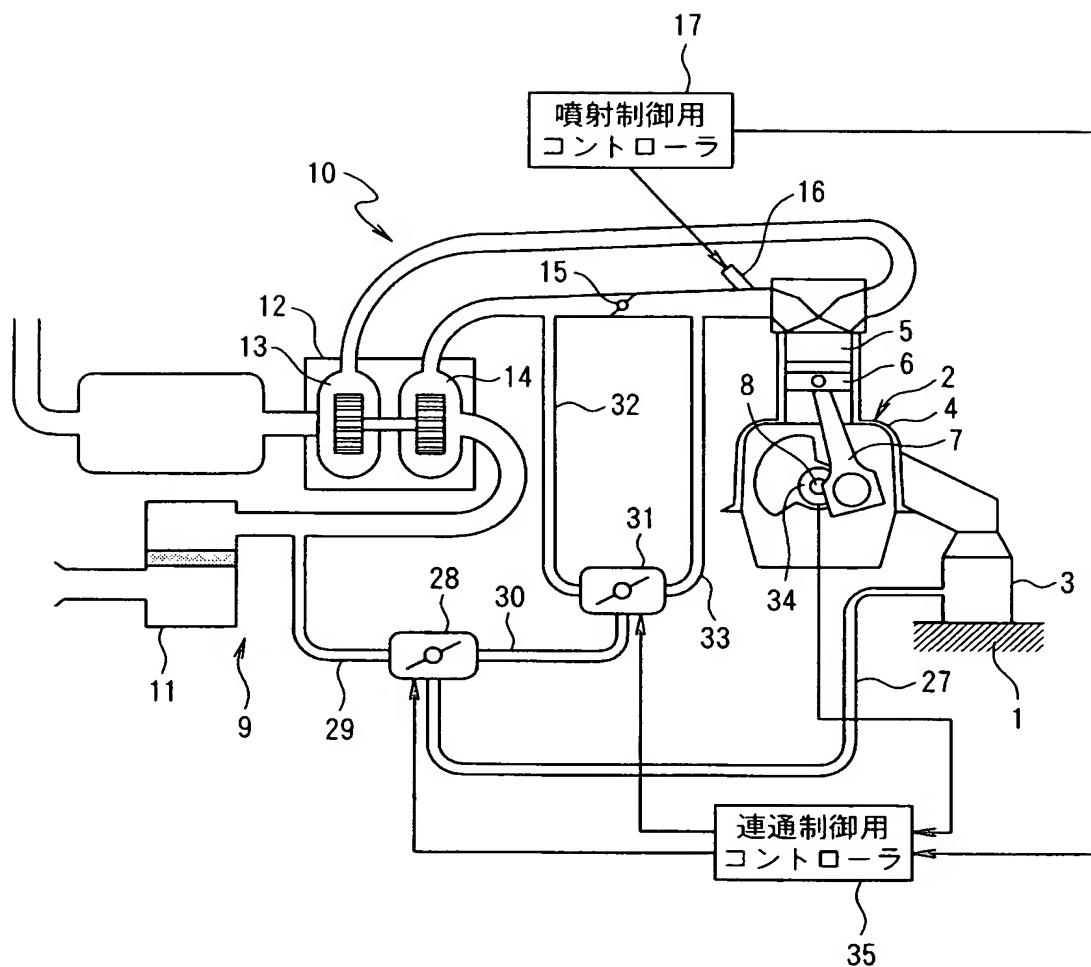
1 車体

2 内燃機関

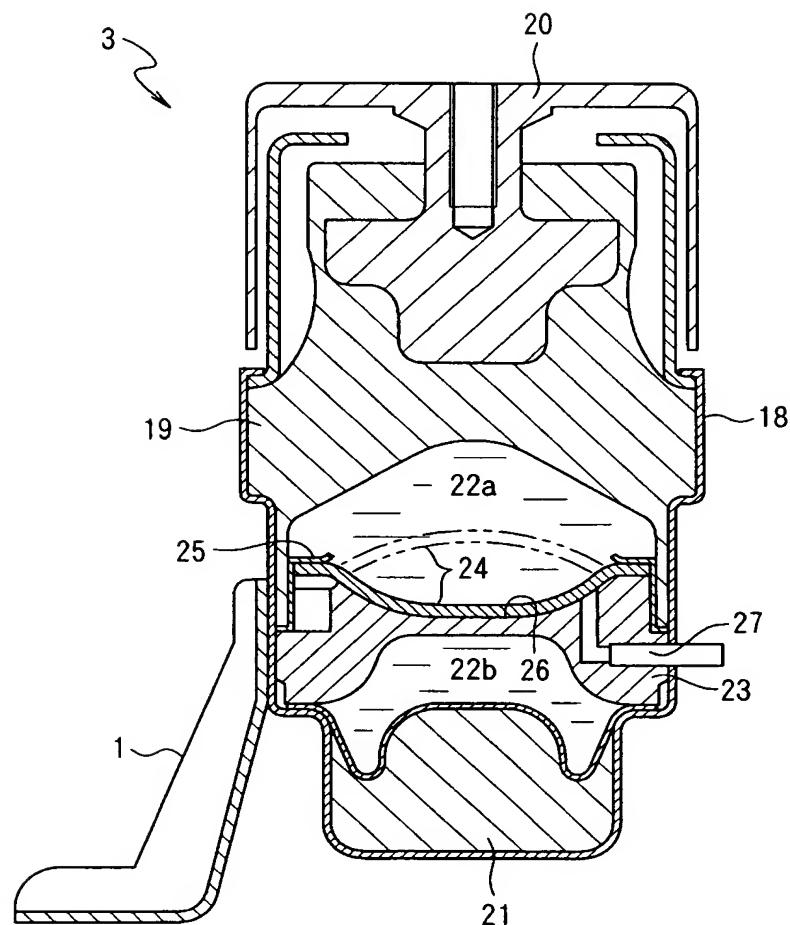
- 3 振動制御型支持機構
- 9 吸気通路
- 10 排気通路
- 12 ターボチャージャ
- 13 タービン
- 14 コンプレッサ
- 15 スロットルバルブ
- 16 インジェクタ
- 17 噴射制御用コントローラ
- 27 変動気圧導入路
- 28 切換弁
- 29 大気圧導入路
- 30 正負圧導入路
- 31 正負圧切換弁
- 32 正圧導入路
- 33 負圧導入路
- 34 クランク角センサ
- 35 連通制御用コントローラ

【書類名】 図面

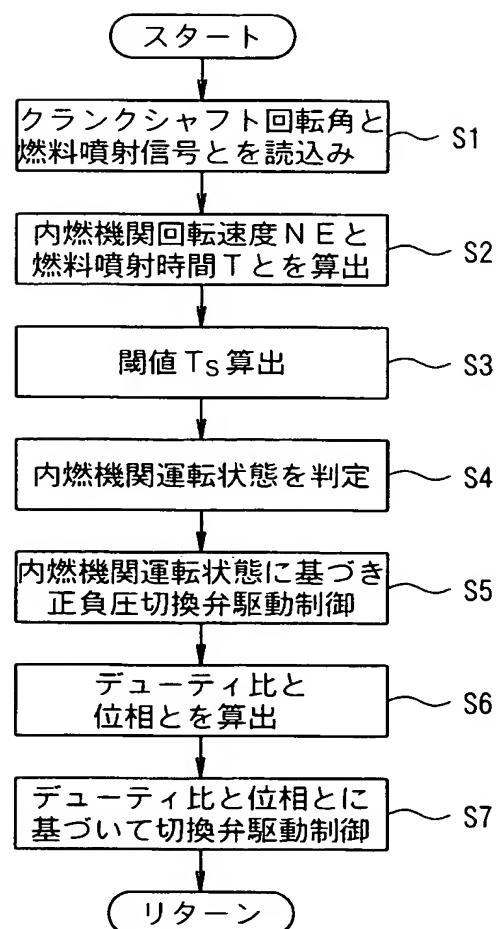
【図 1】



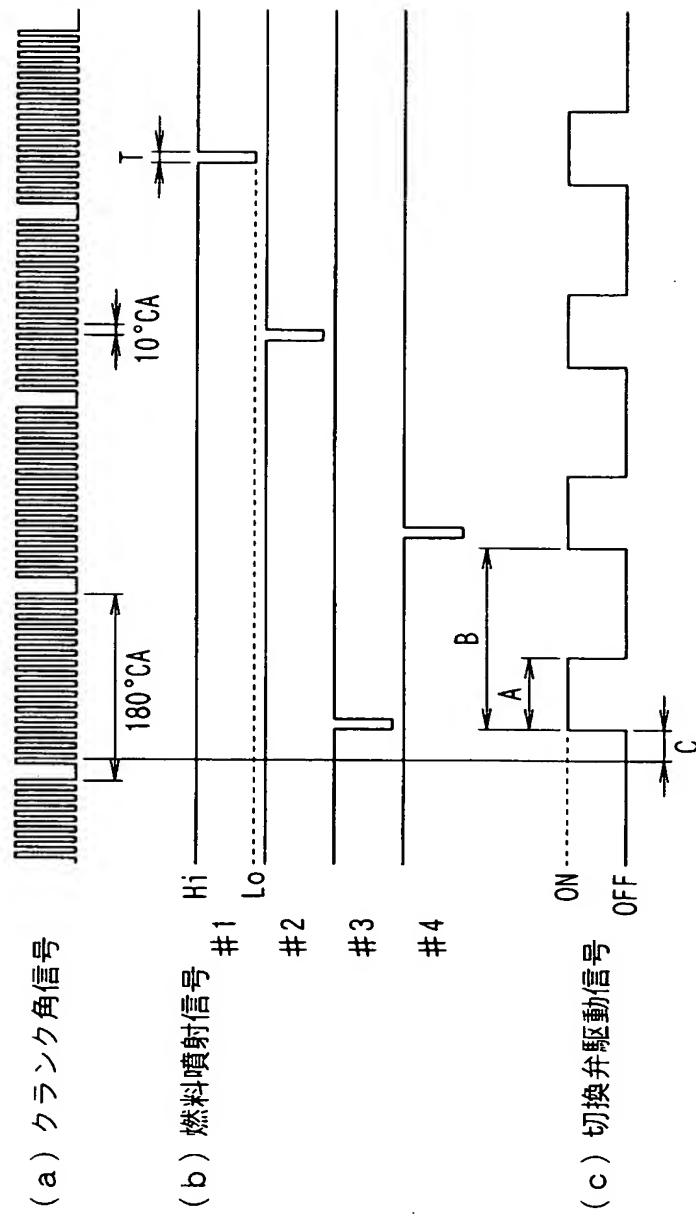
【図2】



【図3】



【図 4】



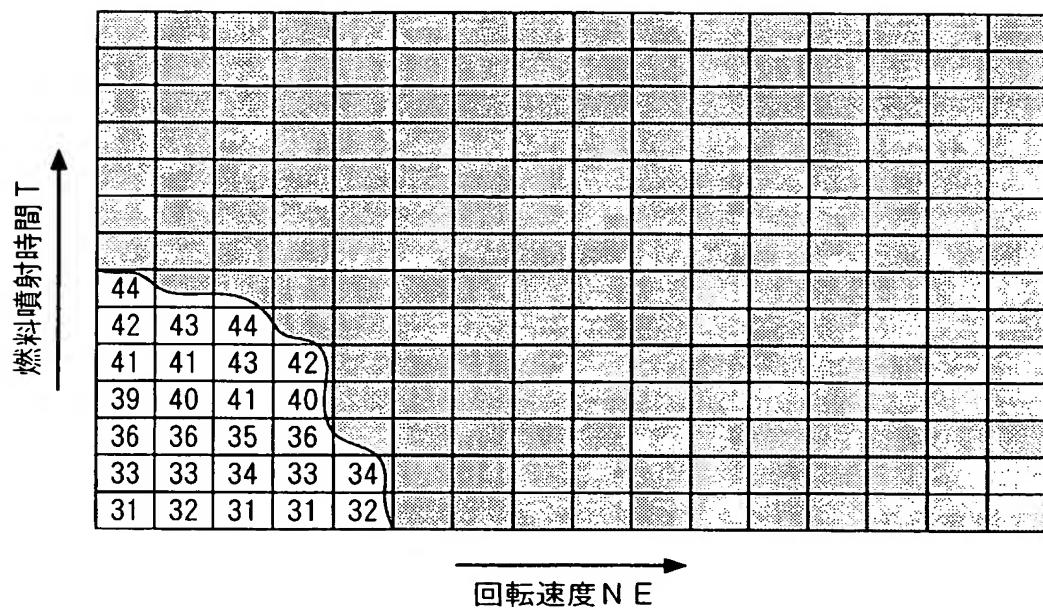
【図 5】

閾値 T s (msec)

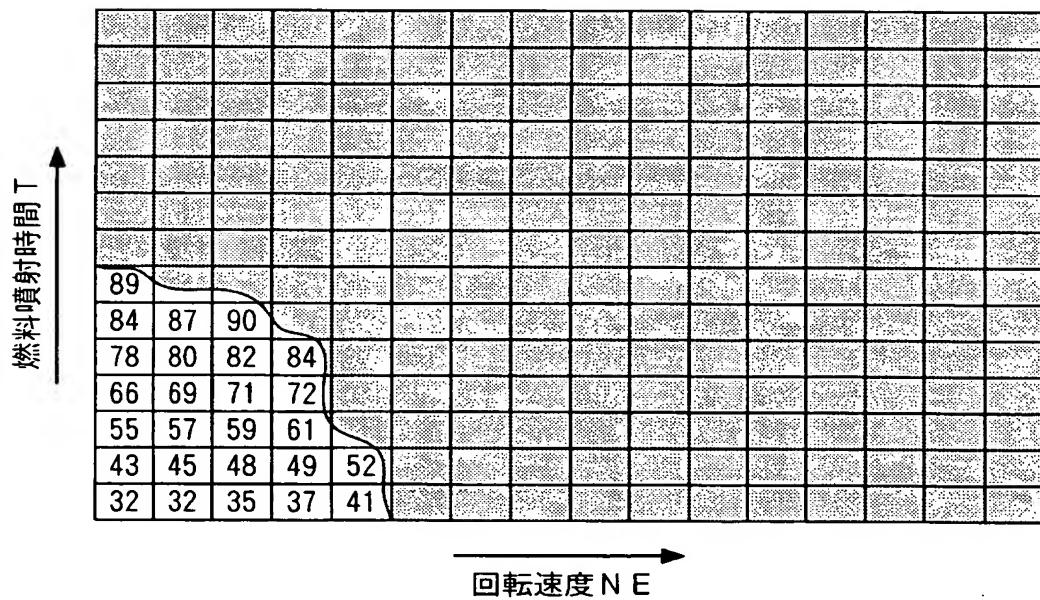
6.5	6.0	5.6	5.2	5.1	5.0	4.9	4.9	4.8	4.8	4.8	4.7	4.7	4.7	4.7	4.7
-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

→
回転速度 N E

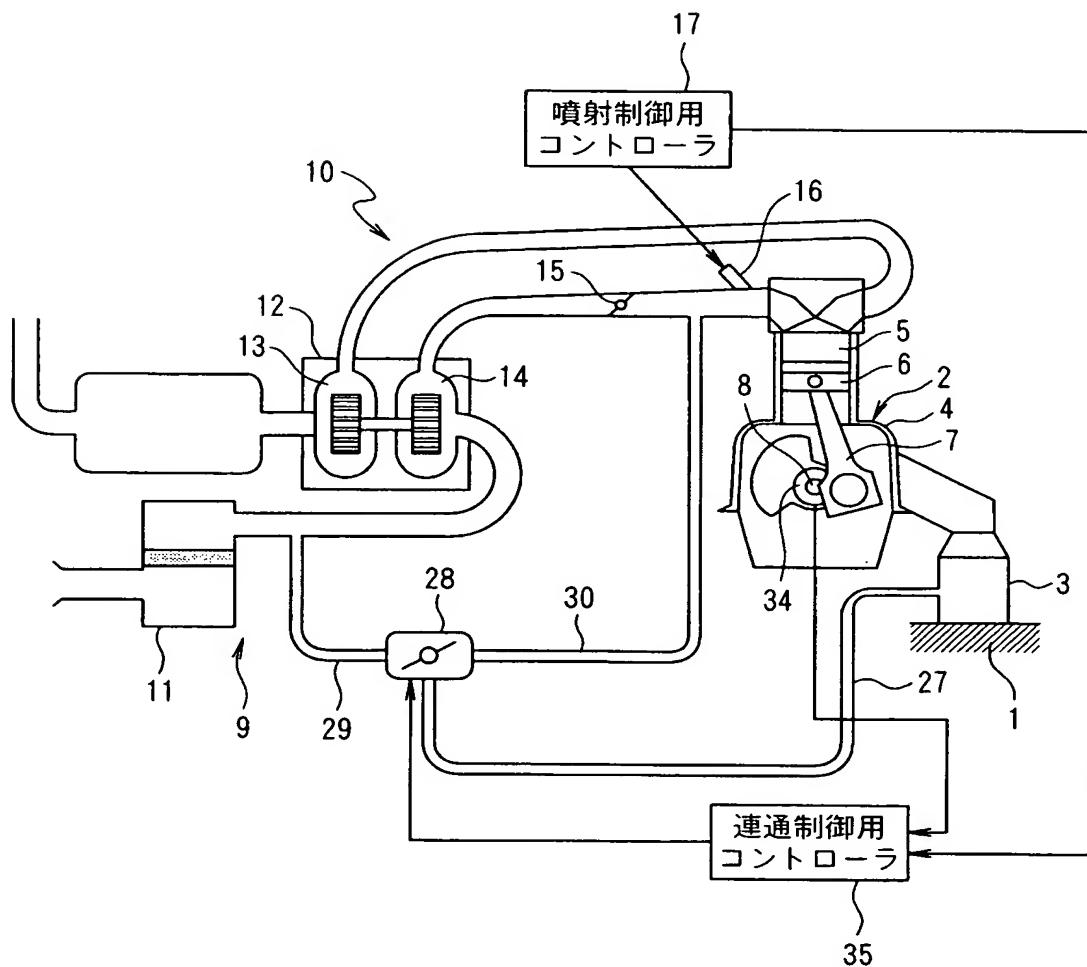
【図 6】



【図 7】



【図8】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 内燃機関が如何なる運転状態にあっても、理想的な制動振動を発生可能な内燃機関支持装置を提供する。

【解決手段】 内燃機関 2 の運転状態に応じて吸気通路 9 におけるコンプレッサ 14 の下流側に発生した正圧、又は吸気通路 9 におけるスロットルバルブ 15 の下流側に発生した負圧と、大気圧との何れか一方を、内燃機関 2 の振動に応じて振動制御型支持機構 3 に供給することにより振動制御型支持機構 3 の制動振動を制御する。

【選択図】 図 1

特願 2002-306561

出願人履歴情報

識別番号 [000003997]

1. 変更年月日 1990年 8月31日

[変更理由] 新規登録

住 所 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
氏 名 日産自動車株式会社